

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

**Ю.В. МІНЄЄВА**

Конспект лекцій

з дисципліни

## **«Транспортні засоби»**

(для підготовки бакалаврів 1 курсу денної та 2 курсу заочної форм навчання напряму підготовки 6.070101 "Транспортні технології").

**Частина 2. «Експлуатаційні властивості транспортних засобів»**

Харків ХНАМГ 2010

Мінєєва, Ю. В. Конспект лекцій з дисципліни «Транспортні засоби» (для підготовки бакалаврів 1 курсу денної та 2 курсу заочної форм навчання напряму підготовки 6.070101 "Транспортні технології"). Частина 2. «Експлуатаційні властивості транспортних засобів» // Авт. Ю. В. Мінєєва; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва – Х.: ХНАМГ, 2010. – 27с.

Автор: Ю.В. Мінєєва

Рецензент: В.Х. Далека, професор кафедри електричного транспорту  
ХНАМГ, доктор. техн. наук

Конспект лекцій призначений для студентів спеціальностей 6.100400 «Транспортні системи», 6.100400 «Організація і регулювання дорожнього руху», 6.100400 «Організація перевезень і управління на транспорті» з метою формування основ знань в області транспорту, а також для ознайомлення з експлуатаційними властивостями транспортних засобів.

Рекомендовано кафедрою електричного транспорту  
протокол № 13 от 2.03.2010 г.

## ЗМІСТ

	Стор.
1. Загальні відомості	4
2. Перетворення потужності двигунів на силу тяги і швидкість	8
3. Характеристики двигунів внутрішнього згоряння	11
4. Електричні двигуни	19
5. Характеристики теплоелектричних транспортних засобів	25

## 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Транспортним засобом (ТЗ) є машина, яка пересувається по поверхні землі силою, що утворюється поздовжньою взаємодією коліс з твердою опорою. Опорою може бути ґрунт або дорожнє покриття - тоді кажуть про засоби безрейкового транспорту, або прикріплені до дерев'яних чи залізобетонних шпал сталеві рейки - тоді кажуть про рейковий транспорт. Сила поздовжньої взаємодії коліс з опорою, що спрямована по напрямку руху центру мас транспортного засобу, називається силою тяги, а якщо ця сила діє проти напрямку руху - гальмівною силою. Очевидно, що величина поздовжньої сили обумовлює те чи інше прискорення (уповільнення) центру мас ТЗ і відповідне підвищення або зниження його швидкості.

Вважається, що центр мас транспортного засобу здійснює плоский рух, повторюючи поздовжній профіль твердої опори, без урахування вертикальних коливань, спричинених нерівностями поверхні опори. Усі зовнішні сили, які діють на ТЗ, розташовують в площині руху, що дозволяє замість просторової схеми розглядати плоску (велосипедну), замінюючи два колеса кожного мосту або кожної осі на одне.

Теплові або електричні двигуни ТЗ забезпечують ті чи інші величини обертальних моментів на рушійних колесах, але самі по собі моменти неспроможні подіяти на положення центру мас, бо утворені внутрішніми силами. Для переміщення ТЗ потрібно, щоб виникла зовнішня сила, яка для колісних машин може утворитися тільки в площині опори.

Прикладений до колеса момент  $M_k$  (рис. 1) замінимо парою сил  $F_k$  з плечем  $r_k$  і відзначимо, що ця пара намагається повернути колесо відносно центру обертання. Це було б можливим при ковзанні поверхні кочення колеса в місці стикання з опорою, але ковзанню перешкоджає поздовжня сила тертя  $T_k$ , що утворюється в місці стикання під дією вертикального навантаження  $G_k$ . Ця,

відповідна до  $F_k$ , реактивна поздовжня сила  $T_k$  є зовнішньою по відношенню до колеса і має назву сили зчеплення.

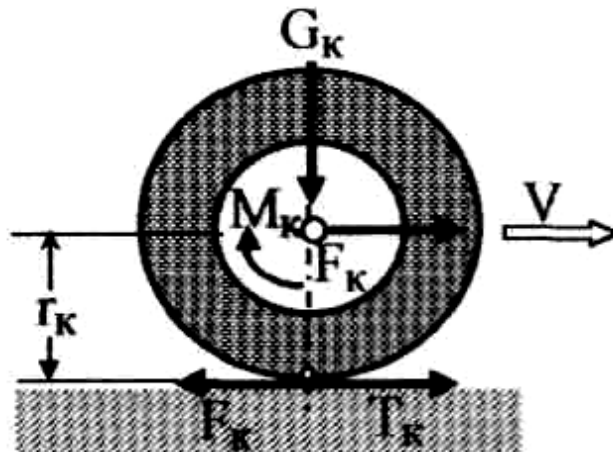


Рис. 1 – Утворення сили тяги

Відсутність у дану мить ковзання колеса в місці його стикання з опорою означає існування нерухомої точки миттєвого центру обертання, відносно якого всі інші точки колеса здійснюють елементарний поворот у напрямку руху. Під дією зовнішньої сили  $T_k$  миттєвий центр обертання, а з ним і все колесо, пересувається на елементарний відтинок вздовж опори, де в контакт вступає наступна точка на поверхні кочення колеса. Таким чином безперервно утворюються нові й нові центри обертання і відбувається поступальний рух зі швидкістю  $V$  (рис. 1) та кочення колеса з кутовою швидкістю  $\omega = V / r_k$ .

Частина моменту  $M_k$  і, відповідно, сили  $F_k$ , йде на подолання моменту від сили тертя  $W_k$  у підшипниках колеса, а якщо ТЗ рухається з прискоренням - ще й на збільшення кутової швидкості обертання маси колеса і віднесених до нього елементів передавального механізму, що визначається моментом інерції  $J_k$ . Таким чином сила  $T_k$ , яка діє на центр мас ТЗ, дорівнює відповідній до моменту на колесі силі тяги  $F_k$  за винятком тої її частини, що йде на компенсацію сили інерції приведених до еквівалентної маси  $m_{екв.}$  обертових мас та опору рухові від тертя у підшипниках.

$$T_k = F_k - (J_k) / r_k d\omega / dt - W = F_k - m_{екв.} dV / dt - W$$

$$m_{екв.} = J_k / r_k$$

При рівномірному русі сила зчеплення дорівнює силі тяги за винятком втрат у підшипниках.

При гальмуванні, коли прикладений до колеса момент  $M_k$  змінює знак, відповідна до нього гальмівна сила  $B_k$  діє в одному напрямку з силою, що йде на компенсацію сил інерції та опору рухові:

$$T_k = B_k + m_{екв.} dV / dt + W$$

Вважається, що центр мас транспортного засобу здійснює плоский рух, повторюючи поздовжній профіль твердої опори, без урахування вертикальних коливань, спричинених нерівностями поверхні опори. Усі зовнішні сили, які діють на ТЗ, розташовують в площині руху, що дозволяє замість просторової схеми розглядати плоску (велосипедну), замінюючи два колеса кожного мосту або кожної осі на одне (рис. 2).

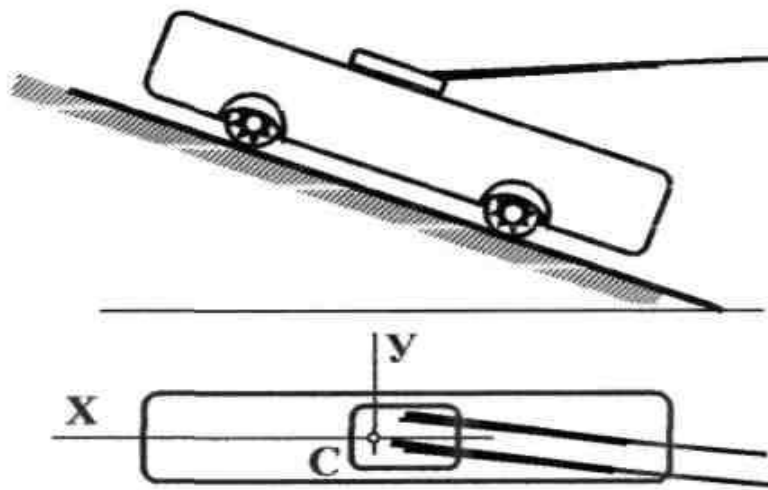


Рис. 2 - Рух ТЗ на ухилі

Як відомо, поступальний рух колісного транспорту обумовлений наявністю у площині контакту поверхні кочення колеса з нерухомою опорою поздовжньої протилежно спрямованої сили зчеплення. Відомо також, що в точці стикання абсолютно жорсткого круга, що котиться по абсолютно жорсткій поверхні швидкість точки на кругу відносно опори дорівнює нулю ( в механіці ця точка має спеціальну назву миттєвого центру обертання), а значить

в цьому місці відсутнє взаємне переміщення елементів ліній стикання і відсутня сила тертя. В реальності внаслідок пружних деформацій стикання круга з опорою відбувається не в точці, а по деякій хорді, а це значить, що елемент круга, вступивши в контакт з опорою, має хоч і дуже малу, але ненульову швидкість відносно опори. Елемент круга, що виходить з контакту з опорою, теж має швидкість, але іншого знаку, отже кожний елемент круга проповзає по довжині хорди стикання, змінюючи знак швидкості переміщення відносно нерухомої опори. Зміст процесу не змінюється, якщо замість круга розглянути стикання циліндра чи тора з твердою поверхнею, тільки контакт буде не по лінії, а по так званій плямі, або майданчику контакту. Явище проповзання елементів поверхні кочення колеса по поверхні опори в місці стикання дістало назву кріпу, або пружного ковзання.

Якщо колесо навантажити крім вертикальної сили ще й обертальним моментом від тягової передачі, то елементи поверхні кочення колеса, перед тим, як вступити на передню частину плями контакту, стискаються і попадають на майданчик контакту в стані пружного стиснення, і таким чином в передній зоні має місце миттєве нерухоме зчеплення поверхонь кочення колеса та опори.

По мірі перекочування стиснуті елементи колеса переходять на задню частину плями, де нормальні напруження поступово зменшуються і раніше стиснуті елементи починають розтискатися, долаючи сили тертя від ковзання по елементам опори. Таким чином в передній частині майданчика контакту відбувається чисте кочення без ковзання і де реалізується сила зчеплення, що є силою тертя спокою, а у задній частині має місце сила тертя ковзання з-за пружного переміщення стиснутих елементів колеса відносно опори з певною середньою швидкістю  $V_{\text{ковз.}}$ .

Чим більше прикладений до колеса момент, тим більш деформованими будуть елементи колеса, які вступають на майданчик контакту, і тим раніше вони почнуть розтискатися, що обумовить збільшення швидкості пружного ковзання. Зі зростанням моменту зростатиме сила зчеплення, але разом з тим

зменшуватиметься передня частина контакту, де реалізується сила тертя спокою, і в решті-решт площа цієї частини може скоротитися до нуля. В цьому випадку говорять про досягнення межі по зчепленню, коли  $V_{\text{ковз.}}$  досягає граничного значення кріпу.

У загальних рисах картина зберігається, якщо до колеса прикладати гальмівний момент - так само матиме місце деформація елементів, але не стиснення, а розтягання, тому вектор швидкості ковзання спрямований не проти, а по напрямку руху, і так само, допоки на майданчику контакту зберігається зона, де відбувається чисте кочення, сила зчеплення зростатиме зі зростанням моменту.

Якщо по всьому майданчику контакту стане діяти тільки сила тертя ковзання, кажуть, що колесо має надлишкове ковзання, або наступає буксування в режимі тяги, та юз в режимі гальмування. З-за зменшення сили тертя при ковзанні горизонтальна реакція опори, що є зовнішньою по відношенню до екіпажа силою, теж зменшується, обумовлюючи зниження прискорення під час розбігу та зниження уповільнення при гальмуванні. Останнє є особливо небезпечним з точки зору безпеки руху.

## **2. ПЕРЕТВОРЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНІВ НА СИЛУ ТЯГИ І ШВИДКІСТЬ**

Потужність двигуна ТЗ повинна бути достатньою, щоб забезпечити найбільшу за умовами зчеплення силу тяги  $F_{k.\text{max}}$ , і той же двигун повинен забезпечити рух з максимально можливою у даних дорожніх умовах швидкістю  $V_{\text{max}}$ , так що формально потужність двигуна повинна бути не менше  $P_{\text{max}}$ . Але після закінчення розбігу, коли ТЗ починає рухатися з усталеною середньою швидкістю, значне прискорення і відповідна максимальна сила тяги вже не потрібні, так само, як під час розбігу двигун не повинен забезпечувати максимальну швидкість. Отже потрібна потужність двигуна насправді менша за



максимальну і залежить від співвідношення сил тяги при максимальній для даних умов швидкості та при зрушенні з місця.

Найбільш економічним режимом роботи двигуна є режим постійної потужності, тому підвищення швидкості повинно супроводжуватись пропорційним зменшенням сили тяги. Якщо для руху з максимальною швидкістю потрібна сила тяги складає, наприклад, 25% від сили тяги при зрушенні, потужність двигуна повинна бути не більше  $0,25 P_{\max}$ . Взагалі, при заданих максимальних значеннях сили тяги та швидкості чим менший діапазон їх змін, тим більшої потужності повинен бути двигун (рис.3).

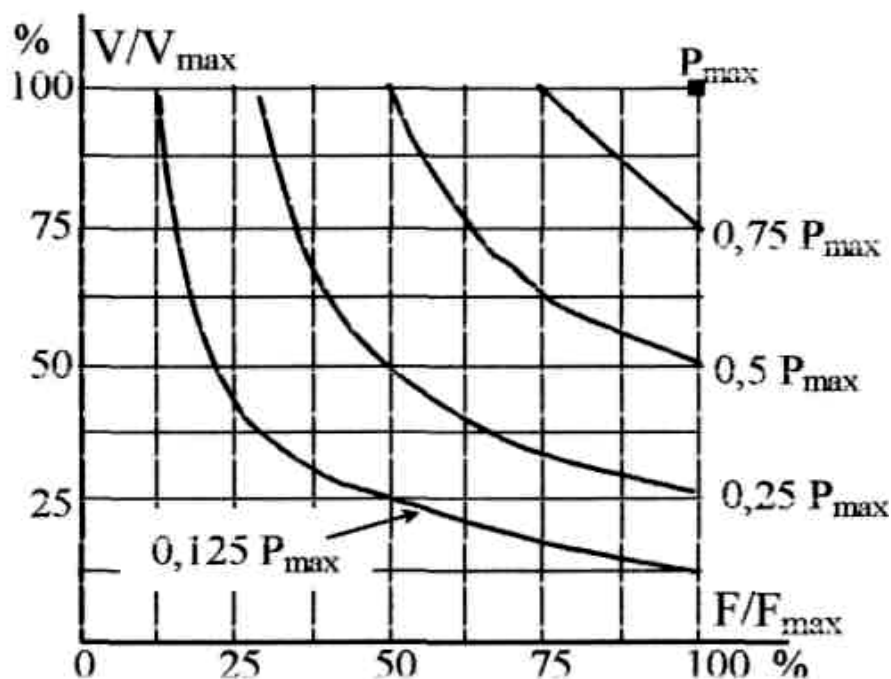


Рис. 3 - Криві постійної потужності двигуна при різних діапазонах регулювання сили тяги

Сучасні двигуни, як перетворювачі у механічну роботу хімічної енергії палива (двигуни внутрішнього згоряння, газові турбіни) або електричної енергії від системи електропостачання чи електричних батарей (тягові електродвигуни), характеризуються відносно великими частотами обертання вихідного вала при невеликих обертальних моментах. Тому обов'язковим елементом на шляху передачі потужності від двигуна до рушійних коліс є редуктор, за допомогою якого забезпечується підвищення до потрібної

величини моменту на колесі і відповідної сили тяги, при одночасному зменшенні частоти обертання до відповідної поступальному руху швидкості.

Оскільки у двигунів внутрішнього згоряння дуже вузькі межі змін частоти обертання та моменту вихідного вала, забезпечити умову дотримання постійної потужності на колесах ТЗ в експлуатаційному діапазоні сил тяги та швидкостей при незмінному передаточному числі редуктора неможливо. Тому на ТЗ з цими двигунами використовують редуктори зі змінними передаточними числами – так звані коробки передач, за допомогою яких забезпечується те чи інше передаточне число залежно від потрібної для даних умов сили тяги (рис. 4, а).

Намагання з найбільшою повнотою використовувати потужність двигуна призводить до необхідності збільшувати кількість ступенів передач, доводячи їх до 20 і більше. З-за цього кількість перемикачів важеля коробки передач, натискань і відпусків педалі зчеплення та педалі регулювання подачі палива у вантажних автомобілів сягає 2000 за робочу зміну, водій міського автобусу перемикає передачі кожні 15...20 секунд. Безумовно, це негативно впливає на втому водія і знижує безпеку руху. Тому зараз на вантажних автомобілях і автобусах, а ще раніше - на маневрових тепловозах та дизель - поїздах, набули розповсюдження безступеневі передачі на базі так званих гідротрансформаторів (рис. 4,б).

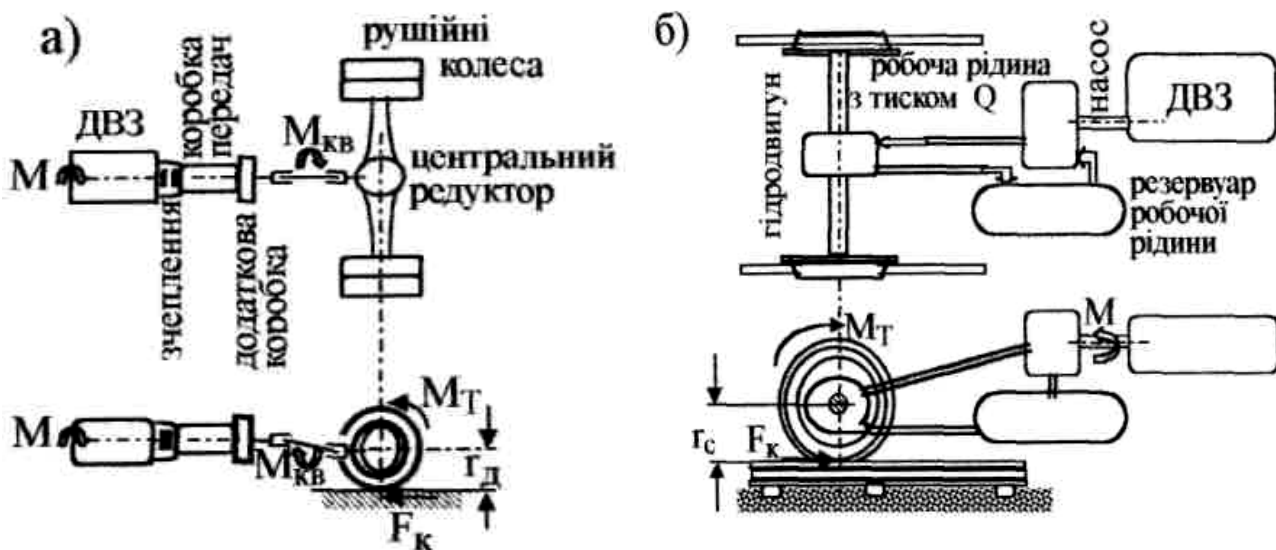


Рис. 4 - Передача потужності від ДВЗ до рушійних коліс за допомогою коробки передач (а) та гідротрансформатора(б)

Основними елементами електрифікованої транспортної системи є тягові підстанції, тягові мережі та електрорухомий склад. Існує два способи живлення транспортних засобів - постійним та однофазним змінним струмом промислової частоти. У першому випадку, у системах постійного струму, тягові підстанції приймають від первісної мережі трьохфазний змінний струм 6, 10, або 35 Кв, за допомогою силових трансформаторів зменшують його напругу до величини, що відповідає даному виду рухомого складу (600 В - для наземного міського електротранспорту, 850 В - для метрополітенів, 3,3 кВ - для залізниць), перетворюють (випрямляють) змінний струм до постійного та передають його на ділянки тягової мережі. В системах змінного струму тягові підстанції приймають від первісної енергосистеми трьохфазний змінний струм, зменшують його напругу до 25 кВ, і окремими фазами живлять тягову мережу.

До теплоелектричних транспортних засобів з електроприводом рушійних коліс відносяться рейкові та безрейкові машини з первісними дизельними двигунами - тепловози з електропередачею, дизельелектропоїзди, дизельні автобуси та вантажні автомобілі з електропередачею. Необхідність влаштування гнучкої, зі змінним відношенням моментів та частот обертання передачі енергії від первісного двигуна до рушійних коліс обумовлена тим, що дизель не може розвинути моменту при малих частотах (від 0 до 30-40% номінальної), а в діапазоні від 30 до 100% максимальної частоти момент на валу дизеля залишається майже незмінним. Тому для зрушення з місця потрібно мати механізм зчеплення, що при великих потужностях пов'язано з великими труднощами.

### **3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

Залежність потужності  $P$  двигуна від частоти обертання його вихідного вала  $n$  називається швидкісною характеристикою  $P(n)$ . Швидкісних характеристик у будь-якого ДВЗ безліч, оскільки може бути безліч положень педалі регулювання подачі палива, але при вивченні тягово-швидкісних

властивостей ТЗ головно визначається залежність, що відповідає роботі з повною (максимальною) подачею палива - так звана зовнішня швидкісна характеристика (рис. 5).

Швидкісні характеристики знімають на спеціальних стендах за стандартними методиками. Розрізняють характеристики власне двигунів (стендові характеристики) і характеристики, що враховують відбір потужності на роботу додаткового та допоміжного обладнання - вентилятора, генератора та інших, передбачених конструкцією, елементів. Різні значення температури зовнішнього повітря та атмосферного тиску при знятті зовнішніх характеристик, а також відмінності умов роботи двигуна на стенді від умов при експлуатації враховуються коефіцієнтом корекції  $k_p < 1$ . Коефіцієнт корекції трохи зростає при збільшенні частоти обертання, але у першому наближенні для практичних розрахунків припустимо приймати його незмінним в межах  $k_p = 0,93 \dots 0,96$ .

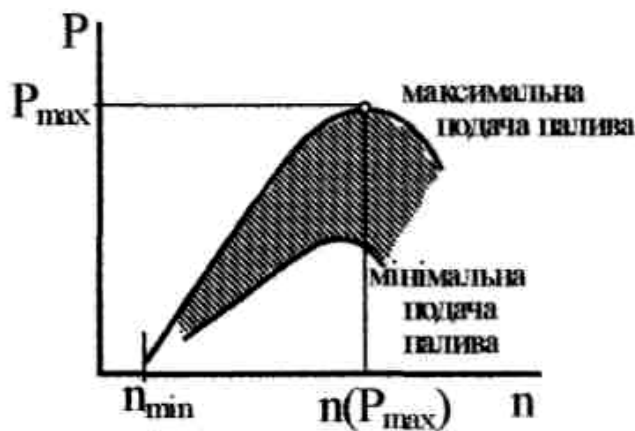


Рис. 5 - Швидкісні характеристики двигунів внутрішнього згорання

Відповідно до потужності, що вимірюється у кілоВатах, та частоти обертання, що вимірюється у обертах за хвилину, момент у Ньютонометрах на валу двигуна дорівнює:

$$M = (1000 \cdot 60) / (2\pi) \cdot P / n = 9550 \cdot P / n$$

Вид залежності  $M(n)$  визначається формою зовнішньої швидкісної характеристики - у ДВЗ легкових автомобілів без так званої регуляторної гілки

момент в діапазоні частот обертання  $n_{min} < n < n(P_{max})$  змінюється більше, ніж у двигунів автобусів та вантажних автомобілів з регуляторною гілкою (рис. 6 а, б).

Форма кривої  $M(n)$  характеризує пристосованість до змін зовнішнього навантаження: на інтервалі  $n > n(M_{max})$  будь-яке зниження частоти обертання при зростанні навантаження на колеса повинно супроводжуватися автоматичним підвищенням моменту, тобто повинна бути забезпечена стійкість роботи двигуна.

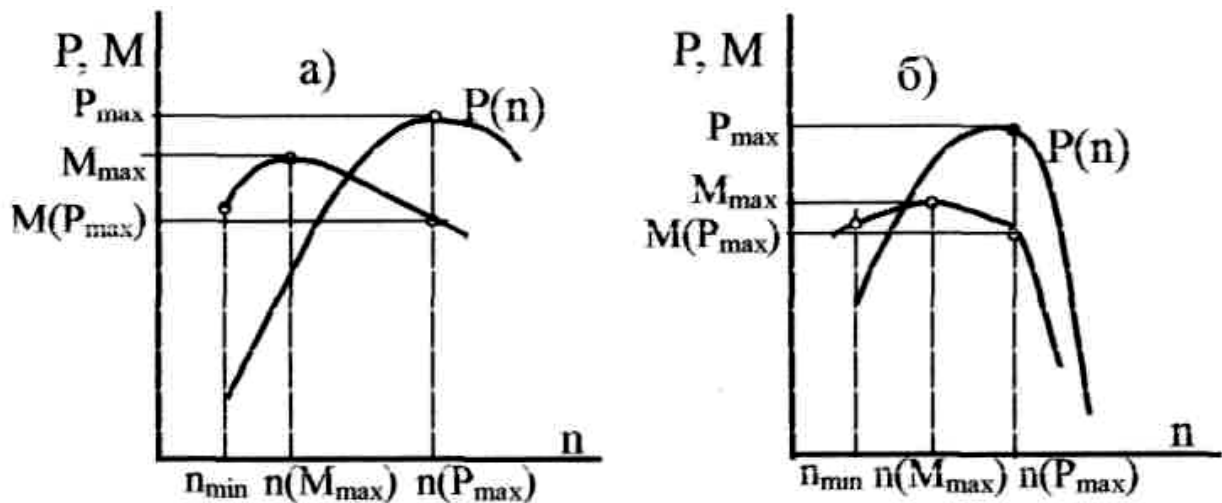


Рис. 6 - Зовнішні швидкісні характеристики двигунів за відсутності (а) та при наявності (б) регуляторної гілки

Степінь пристосованості двигуна до змін навантаження на рушійні колеса, тобто показник діапазону можливої зміни моменту при змінах частоти обертання з-за змін навантаження на вихідний вал оцінюється відсотковим запасом моменту:

$$M_3 (\%) = \frac{M_{max} - M(P_{max})}{M(P_{max})} \cdot 100 = \left( \frac{M_{max}}{M(P_{max})} - 1 \right) \cdot 100;$$

$$M(P_{max}) = 9550 \cdot \frac{P_{max}}{n(P_{max})};$$

коефіцієнтом пристосованості по моменту  $k_M$  та коефіцієнтом пристосованості по частоті  $k_\omega$ :

$$k_M = \frac{M_{\max}}{M(P_{\max})};$$

$$k_\omega = (n(P_{\max})) / (n(M_{\max})).$$

Сучасні ДВЗ характеризуються такими даними: у карбюраторних двигунів  $M_3(\%) = 5...35$ ;  $k_\omega = 1,5...2,5$ ; у дизельних -  $M_3(\%) = 10...20$ ;  $k_\omega = 1,4...2$ .

Для розрахунків тягово-швидкісних властивостей ТЗ доцільно користуватися не графічною, а аналітичною формою відображення швидкісних характеристик. Залежність потужності на вихідному валу ДВЗ від частоти його обертання зазвичай апроксимується кубічним трьохчленом:

$$P(n) = P_{\max} \left[ a \left( \frac{n}{n(P_{\max})} \right) + b \left( \frac{n}{n(P_{\max})} \right)^2 - c \left( \frac{n}{n(P_{\max})} \right)^3 \right],$$

де  $a, b, c$  - коефіцієнти, притаманні даному типу ДВЗ. Відповідна залежність  $M(n)$ , при підстановці вираження потужності через момент та частоту, має вигляд:

$$M(n) = M(P_{\max}) \left( a + b \left( \frac{n}{n(P_{\max})} \right) - c \left( \frac{n}{n(P_{\max})} \right)^2 \right).$$

Для визначення коефіцієнтів  $a, b, c$  звичайно використовують інтерполяційну формулу Лагранжа, що апроксимує представлену графіком або таблицею функцію  $Y(x)$  поліномом  $s$ -тої степені при умові співпадання розрахункових значень функції із заздалегідь відомими даними  $y_0, y_1, \dots, y_s$  в точках  $0, 1, 2, \dots, s$ , що мають аргументами  $x_0, x_1, \dots, x_s$ :

$$Y(x) = y_0 \frac{(x - x_1)(x - x_2) \dots (x - x_s)}{(x_0 - x_1)(x_0 - x_2) \dots (x_0 - x_s)} + y_1 \frac{(x - x_1)(x - x_2)(x - x_3) \dots (x - x_s)}{(x_1 - x_0)(x_1 - x_2)(x_1 - x_3) \dots (x_1 - x_s)} +$$

$$+ y_1 \frac{(x - x_0)(x - x_1)(x - x_3) \dots (x - x_s)}{(x_2 - x_0)(x_1 - x_1)(x_2 - x_3) \dots (x_2 - x_s)} + \dots + y_s \frac{(x - x_0)(x - x_1) \dots (x - x_{s-1})}{(x_s - x_0)(x_s - x_1) \dots (x_s - x_{s-1})}.$$

Незважаючи на дещо громіздкий вигляд цієї формули, користуватися нею при визначенні коефіцієнтів  $a, b, c$  досить легко, якщо ввести додаткові, спрощуючи запис, позначення:

$$M / M(P_{\max}) = \mu;$$

$$\frac{M(n_{\min})}{M(P_{\max})} = \mu_1$$

$$M_{\max} / M(P_{\max}) = \mu_2$$

$$\mu_3 = 1;$$

$$n / n(P_{\max}) = \nu;$$

$$n_{\min} / n(P_{\max}) = \nu_1;$$

$$n(M_{\max}) / n(P_{\max}) = \nu_2;$$

$$\nu_3 = 1.$$

Таким чином, отримавши за даними стендових випробувань конкретного двигуна момент та частоту обертання вихідного вала при максимальній потужності, момент при мінімальній частоті обертання та максимальний момент і відповідну частоту, неважко знайти коефіцієнти апроксимаційної формули. Ці ж коефіцієнти для даного типу двигуна можна отримати з даних технічного паспорту, зокрема по величині запасу по моменту  $M_3(\%)$  та коефіцієнту пристосованості по частоті  $k_{\omega}$ . При цьому слід враховувати наявність або відсутність обмежувача частоти обертання чи регулятора (для дизельних двигунів).

Для двигунів з обмежувачами, якщо продиференціювати по частоті обертання  $n$  апроксимаційну формулу моменту та прирівняти її нулю, можна знайти частоту обертання  $n(M_{\max})$  при максимальному моменті:

$$\frac{dM(n)}{dn} = M(P_{\max}) \cdot \left( \frac{B}{n(P_{\max})} - \frac{2Cn(M_{\max})}{n^2(P_{\max})} \right) = 0;$$

$$n(M_{\max}) = \frac{Bn(P_{\max})}{2c}.$$

Підставляючи отримане вираження до формули моменту, маємо:

$$M_{\max} = M(P_{\max}) \cdot \left[ a + b \frac{Bn(P_{\max})}{2cn(P_{\max})} - c \left( \frac{\frac{Bn(P_{\max})}{2c}}{n(P_{\max})} \right)^2 \right] = M(P_{\max}) \cdot \left( a + \frac{b^2}{4c} \right).$$

Спростимо отримані вираження, скориставшись коефіцієнтами пристосованості  $k_{\omega}$ ,  $k_M$ :

$$k_{\omega} = \frac{2c}{b};$$

$$k_M = a + \frac{b^2}{4c}.$$

Очевидно, що максимальний момент та відповідна частота обертання мають місце при максимальній потужності двигуна, тому замінюючи  $n$  на  $n(P_{\max})$  в формулі апроксимації потужності, після спрощень отримаємо рівняння:

$$a/bc = 1$$

Розв'язання цього та двох попередніх рівнянь відносно  $a$ ,  $b$ ,  $c$  дає:

$$a = 1 - (k_M - 1) \frac{k_{\omega}(2 - k_{\omega})}{(k_{\omega} - 1)^2};$$

$$b = 2(k_M - 1) \frac{k_{\omega}}{(k_{\omega} - 1)^2};$$

$$c = (k_M - 1) \left( \frac{k_{\omega}}{k_{\omega} - 1} \right)^2.$$

У двигунів без обмежувачів та регуляторів частота обертання  $n(P_{\max})$  буде при рівності нулю першої похідної по частоті у функції потужності:

$$\frac{d}{dn} \left[ a \left( \frac{n}{n(P_{\max})} \right) + b \left( \frac{n}{n(P_{\max})} \right)^2 - c \left( \frac{n}{n(P_{\max})} \right)^3 \right] = 0,$$

звідки отримуємо

$$a/2b \cdot 3c = 0.$$

Таким чином маємо систему алгебраїчних рівнянь:



$$\begin{cases} a + \frac{b^2}{4c} = k_M; \\ a + b - c = 1; \\ a + 2b - 3c = 0. \end{cases}$$

розв'язання якої дає:

$$a = 2 - \frac{1}{4(k_M - 1)}; \quad b = \frac{1}{2(k_M - 1)} - 1; \quad c = \frac{1}{4(k_M - 1)}.$$

Користування отриманими формулами з'ясуємо на прикладі. Нехай під час стендових випробувань отримано зовнішню характеристику двигуна  $P(n)$  з урахуванням відбору потужності на додаткове і допоміжне обладнання (рис. 7). Задаючи ряд частот обертання, підрахуємо відповідні значення моменту та побудуємо криву  $M(n)$ . З цих двох кривих маємо:

$$\begin{aligned} n_{\min} &= 1000; & M(n_{\min}) &= 615; \\ n(M_{\max}) &= 1600; & M_{\max} &= 665; \\ n(P_{\max}) &= 2500 \text{ хв}^{-1}; & M(P_{\max}) &= 586 \text{ Нм}; \\ v_1 &= 1000/2500 = 0,40; & \mu_1 &= 615/586 = 1,05; \\ v_2 &= 1600/2500 = 0,64. & \mu_2 &= 665/586 = 1,13. \end{aligned}$$

Підставимо ці дані до інтерполяційної формули Лагранжа. Після арифметичних перетворень отримаємо числові коефіцієнти апроксимаційної формули:

$$\begin{aligned} \mu &= \mu_1 \frac{(v - v_2)(v - 1)}{(v_1 - v_2)(v_1 - 1)} + \mu_2 \frac{(v - v_1)(v - 1)}{(v_2 - v_1)(v_2 - 1)} + \frac{(v - v_1)(v - v_2)}{(1 - v_1)(1 - v_2)} \times \\ &\times 1,05 \cdot \frac{(v - 0,64)(v - 1)}{(0,4 - 0,64)(0,4 - 1)} - 1,13 \frac{(v - 0,4)(v - 1)}{(0,64 - 0,4)(0,64 - 1)} + \frac{(v - 0,4)(v - 0,64)}{(1 - 0,4)(1 - 0,64)} = \\ &= 0,596 + 1,622 \cdot v - 1,22v^2 \end{aligned}$$

Помноживши праву частину отриманого рівняння на  $M(P_{\max}) = 586 \text{ Нм}$  та розділивши коефіцієнти при  $v_1$ ,  $v_2$  на  $(P_{\max}) = 2500 \text{ хв}^{-1}$ , отримаємо аналітичне вираження залежності моменту від частоти обертання валу двигуна:

$$M = 349,25 + 0,38n - 1,144 \cdot 10^{-4} n^2.$$

Неважко пересвідчитись, що розраховані за ідею формулою значення моменту при заданих частотах обертання практично співпадають з фактичними, зафіксованими при стендових випробуваннях.

Співставимо цей результат з апроксимаційною формулою, яку визначимо за допомогою коефіцієнтів пристосованості. Для даного двигуна

$$k_{\omega} = n(P_{\max}) / (n(M_{\max})) = 2500 / 1600 = 1,563;$$

$$k_M = M_{\max} / (M(P_{\max})) = 665 / 586 = 1,135.$$

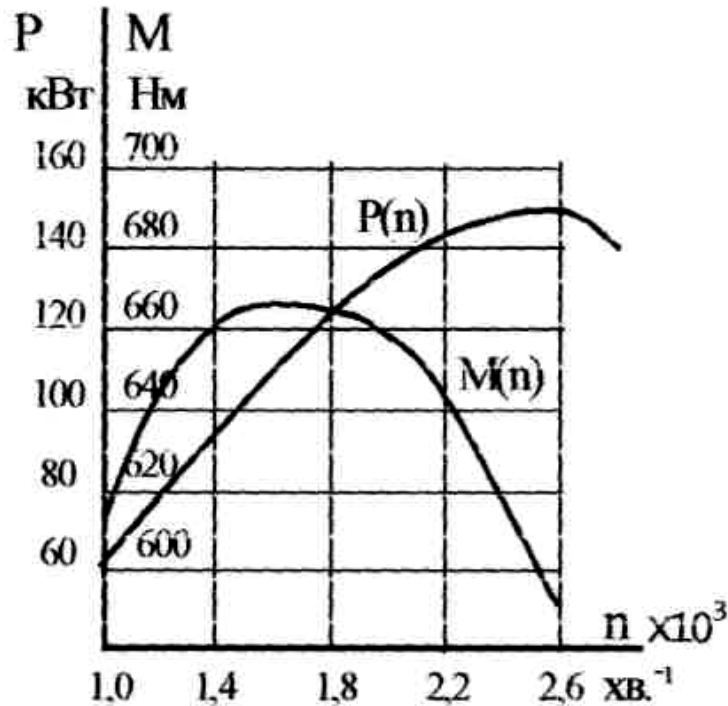


Рис. 7 – Приклад зовнішньої швидкісної характеристики ДВЗ

Підстановка цих даних до виражень для А, В, С через коефіцієнти пристосованості призводить до формули:

$$M(n) = M(P_{\max})$$

$$\left[ 1 - k_{\omega} \frac{(k_M - 1)(2 - k_{\omega})}{(k_{\omega} - 1)} + \frac{2k_{\omega}(k_M - 1)}{(k_{\omega} - 1)^2} \left( \frac{n}{n(P_{\max})} \right) - (k_{\omega} - 1) \left( \frac{k_{\omega}}{k_{\omega} - 1} \right)^2 \left( \frac{n}{n(P_{\max})} \right)^2 \right] =$$

$$= 415,5 + 0,312n - 9,75 \cdot 10^{-5} n^2.$$

Отже і в цьому разі маємо майже повне співпадіння з даними стендових випробувань.

#### 4. ЕЛЕКТРИЧНІ ДВИГУНИ

Найбільш поширеним типом тягових електродвигунів є колекторний двигун постійного струму номінальної напруги, залежно від виду рухомого складу, від 275 до 1500 В, що звичайно нижче, ніж напруга контактного проводу. При застосуванні для електричної тяги однофазного змінного струму напругою 25 кВ тягові двигуни електровозів та моторних вагонів живляться від розташованих на цих екіпажах понижуючих тягових трансформаторів та випрямлячів, отже і в цих випадках номінальна напруга тягових двигунів нижче напруги контактної мережі.

Принцип перетворення електричної потужності – добутку прикладеної до двигуна напруги  $U_{\text{дв}}$  на споживаний струм  $I$ , у механічну, тобто у добуток моменту  $M$  на частоту обертання  $\omega$  (у практиці використовують частоту  $n = 30 \cdot \omega / \pi$ , вимірювану у обертах за хвилину), полягає у дії поперечної сили з боку розташованих вздовж циліндричного якоря провідників, через які проходить струм від джерела живлення, під впливом магнітного поля, що утворюється електромагнітами - головними полюсами (рис. 8).

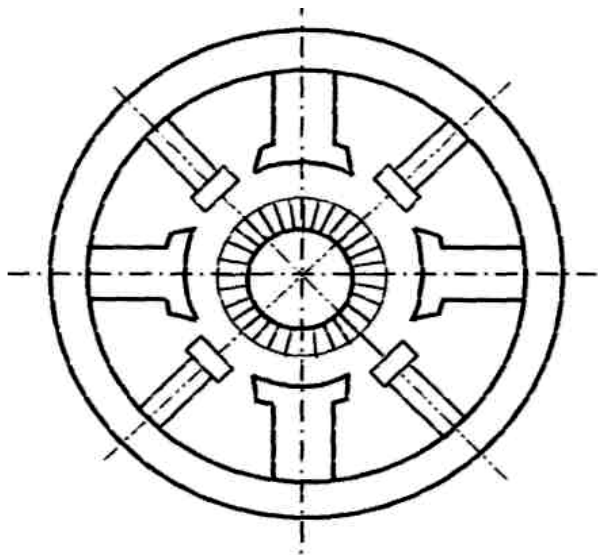


Рис. 8 - Магнітна система колекторного двигуна постійного струму

Сумарна дія поперечних сил усіх провідників якоря обумовлює момент на валу, а перетинання цими ж провідниками магнітного поля при обертанні

якоря призводить до появи на провідниках зустрічної відносно прикладеної напруги електрорушійної сили. Оскільки кожен провідник переходить з зони головного полюса з магнітним полем одного напрямку до другого, посередині між сусідніми полюсами є зона, де поле повинно бути повністю відсутнім – так звана нейтраль.

В цій зоні встановлюють так звані додаткові полюси, які слугують для компенсації магнітного поля від протікання струму по провідниках якоря.

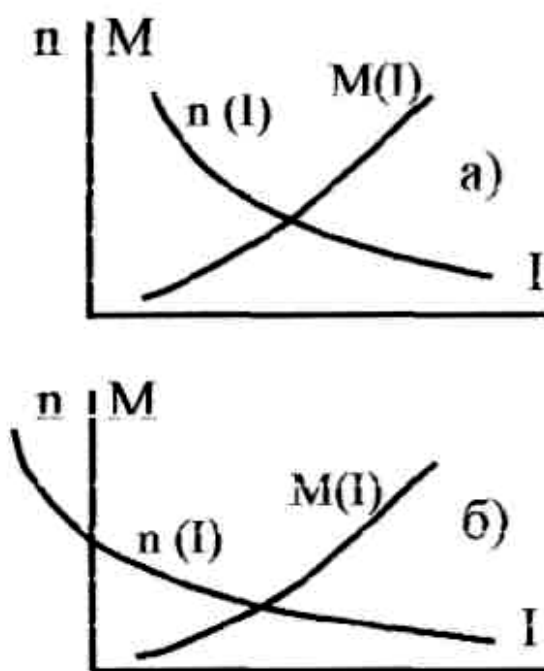


Рис. 9 – Електромеханічні характеристики тягових двигунів послідовного (а) та змішаного (б) збудження

Якщо магнітне поле створюється струмом якоря, тобто провідники якоря та обмотки головних полюсів з'єднані послідовно, кажуть про тягові електродвигуни послідовного (серієсного) збудження (рис. 9, а), а коли крім послідовних на головних полюсах розташовуються ще обмотки з окремим живленням від контактної мережі, так звані паралельні або шунтові - змішаного (рис. 9, б). Тягові електродвигуни послідовного збудження використовуються на електровозах та моторних вагонах постійного і змінного струму, двигуни змішаного збудження - на трамвайних вагонах та тролейбусах.

Обертальний момент у Ньютонометрах, який був би на якорі при повному перетворенні електричної потужності у механічну (так званий електромагнітний момент  $M_{em}$ , як відомо, дорівнює:

$$M_{em} = \frac{pZ}{2\pi \cdot a} \cdot \Phi I = C\Phi I ,$$

а з урахуванням втрат потужності на опір обмоток  $\Delta P_r$ , втрат у магнітному колі  $\Delta P_M$  та механічних втрат на тертя  $\Delta P_{mex.}$  фактичний момент буде менше:

$$M = M_{em} - \frac{\Delta P_r + \Delta P_M + \Delta P_{mex.}}{\omega} = C\Phi I - \Delta M .$$

Отже, момент на валу двигуна змінюється залежно від струму якоря та магнітного потоку головних полюсів.

Прикладена до колекторного тягового електродвигуна постійного струму напруга  $U_{\partial\partial}$  врівноважується сумарною електрорушійною силою  $E$  провідників якоря, що перетинають поле, та падінням напруги  $I \cdot r$  від протікання струму  $I$  по провідниках якоря з опором  $r$ , послідовно під'єднаних до якоря котушок головних з опором  $r_c$  та додаткових полюсів з опором  $r_{\partial}$ :

$$U_{\partial\partial} = E / I \cdot r ;$$

$$r = r_{я} + r_c + r_{\partial} .$$

Відомо, що електрорушійна сила  $E$  тягового двигуна з  $p$  парами головних полюсів, при кількості  $Z$  провідників якоря, які утворюють  $a$  паралельних гілок, залежить від частоти обертання якоря  $n$  (хв.<sup>-1</sup>) та магнітного потоку  $\Phi$  (Вб):

$$E = \frac{pZ}{60a} \Phi n = c\Phi n \text{ (В)} .$$

Отже, при заданій напрузі на двигуні частота обертання валу дорівнює:

$$n = \frac{U_{\partial\partial} - Ir}{c\Phi} .$$

Як видно з цієї формули, регулювання частоти можливе зміною напруги на двигунах  $U_{\text{дв}}$  та магнітного потоку  $\Phi$ . Зазвичай розбіг ТЗ, коли підвищується частота обертання валу тягового двигуна, відбувається у дві стадії - спочатку, при незмінному потоці, підвищенням напруги від початкової до номінальної, відповідно до напруги контактної мережі  $U_{\text{км}}$  та кількості  $m$  послідовно з послідовно з'єднаних двигунів, а потім зменшенням потоку при номінальній напрузі. Підвищення напруги  $U_{\text{дв}}$  здійснюється або реостатом, у якому поступово зменшують опір  $R$  і відповідне падіння напруги

$$U_{\text{дв}} = \frac{U_{\text{км}}}{m} - IR,$$

або електронним регулятором напруги.

Наявність опору  $R$  в колі якоря призводить до нахилу кривої  $n(I)$  відносно її положення при номінальній напрузі ( $R=0$ ), так що при заданому струмі відповідним підбором опору можна реалізувати меншу, у тому числі нульову, частоту обертання. Більше того, при незмінному передаточному числі редуктора за рахунок збільшення  $R$  можливо отримати значно менший момент при нульовій частоті, що є неодмінною умовою плавного зрушення ТЗ з місця. Отже пуск двигуна розпочинається при зменшеному моменті при початковій струмі  $I_{\text{поч.}}$  з поступовим підняттям струму до пускового  $I_{\text{пуск.}}$ , при якому реалізується потрібний для розбігу момент  $M_n$ . Далі відбувається зменшення опору реостата з дотриманням пускового струму і відповідного пускового моменту, аж поки при частоті  $n_n$  реостат буде повністю виведений (рис. 10, а). Кількість значень опору реостата (кількість пускових позицій) і відповідна кількість характеристик  $n(I, R)$  сягає від 13 на тролейбусах ЗіУ-9, ПМЗ - ТІ, до 78 на трамвайних вагонах Т-3.

Електронне регулювання напруги полягає у частоту (150 - 800 разів за секунду) приєднанні за допомогою електронного силового ключа тягового двигуна до напруги контактної мережі з наступним його вимиканням. Тривалість замкненого стану ключа по мірі зростання частоти обертання якоря

кожний раз трохи збільшується, і врешті-решт при  $n = n_n$  ключ припиняє відмикати двигун від живлення. Отже, підвищення напруги на двигуні означає поступове збільшення коефіцієнта заповнення  $\lambda$ , який характеризує частку тривалості замкненого стану ключа між черговими вмиканнями.

На відміну від реостатного пуску, криві  $n(I)$  при різних  $\lambda$  мають однаковий нахил і розташовуються нижче характеристики при номінальній напрузі (рис. 10, б). Відповідним підбором  $\lambda$  можна реалізувати початковий момент при нульовій частоті обертання, підвищення струму до  $I_{\text{пуск.}}$ , та забезпечення його незмінності до закінчення пуску при  $n_n$ .

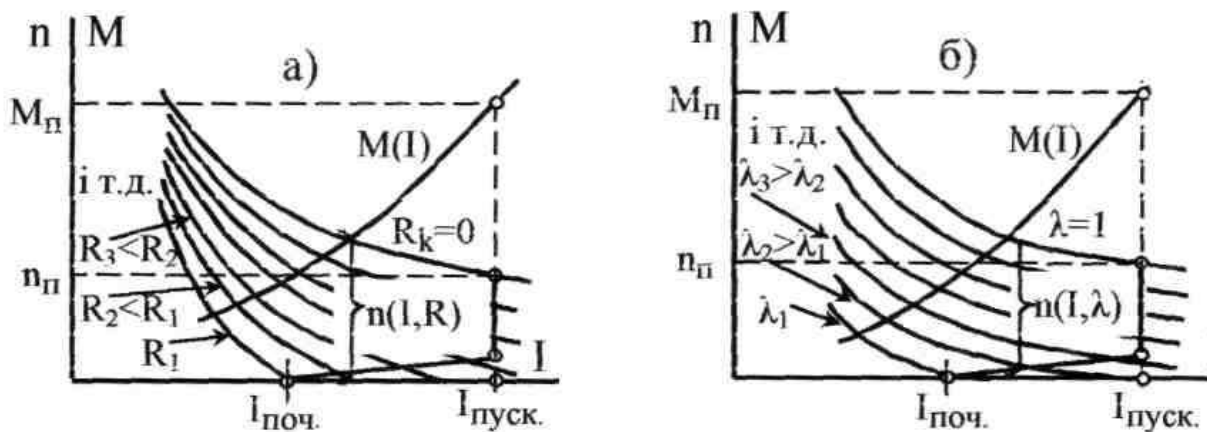


Рис. 10 - Пуск колекторного тягового двигуна при поступовім зменшенні опору реостата (а) та при поступовім підвищенні коефіцієнта заповнення  $\lambda$  електронного регулятора напруги (б)

Додатковим засобом регулювання напруги на двигунах є так зване перегрупування, коли усі двигуни рухомої одиниці, або групи двигунів, спочатку з'єднані послідовно, потім послідовно-паралельно і нарешті паралельно (рис. 11).

Перегрупування відбувається після закінчення пуску при певній, притаманній даній схемі з'єднання, напрузі на двигунах (групах двигунів), для чого перед початком чергового перегрупування реостат або електронний перетворювач переводиться у вихідний стан.

Зменшення магнітного потоку у двигунів послідовного збудження досягається відведенням частини струму якоря у спеціальний резистор - шунт,

завдяки чому струм в обмотці головних полюсів спадає. У двигунів змішаного збудження зменшення потоку відбувається вимиканням паралельної обмотки з наступним шунтуванням послідовної.

Якщо визначити частоту обертання якоря  $n$  через швидкість поступального руху  $V$ , вимірювану у метрах за секунду, і врахувати передаточне число редуктора  $u$ :

$$V = \frac{\pi D_c n}{60 \cdot u},$$

то вираження для електрорушійної сили набуде вигляду:

$$E = \frac{p}{a} \cdot \frac{Zu}{\pi D_c} = C\Phi V.$$

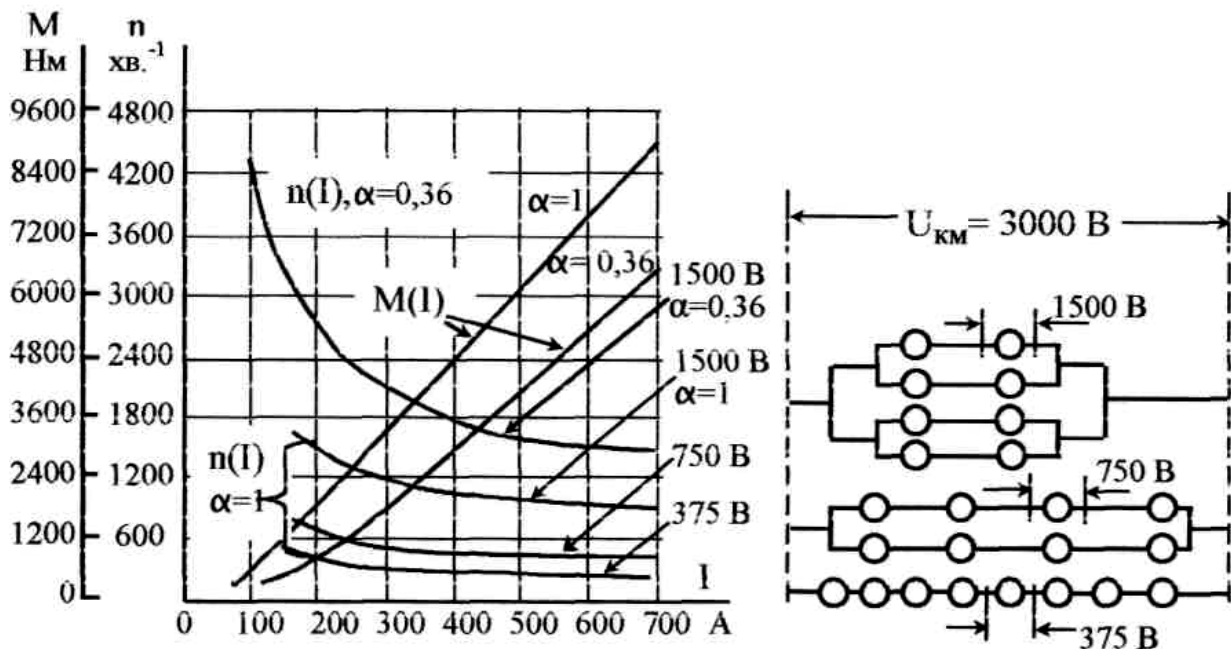


Рис. 11 - Електромеханічні характеристики тягового двигуна восьмиосного електровоза при послідовному, послідовно-паралельному та паралельному з'єднанні груп по два двигуни послідовно

Таким чином швидкість руху при напрузі на двигуні  $U_{\partial\phi}$  визначиться залежністю

$$V = \frac{U_{\partial\phi} - Ir}{C\Phi}.$$



При перетворенні електромагнітного моменту до відповідної сили тяги на ободі колеса, вимірюваній у Ньютонах,

$$F_{к.ем} = \frac{M_{ем} \cdot u \cdot 2}{D_c} = \frac{M_{ем} \cdot u}{r_c}$$

маємо:

$$F_{к.ем} = C\Phi I.$$

Дійсна сила тяги менша електромагнітної на величину магнітних та механічних втрат у двигуні та редукторі, так що дійсна сила тяги на ободі колеса дорівнює:

$$F_k = F_{к.ем} - \Delta F = C\Phi I - \Delta F.$$

Зазвичай силу тяги та швидкість визначають у вигляді так званих електромеханічних характеристик на ободі колеса, як відповідні залежності від струму якоря  $V(I)$ ,  $F_k(I)$  при номінальній напрузі, з яких неважко перейти до тягової характеристики - зв'язку швидкості із силою тяги  $V(F_k)$ .

На відміну від ДВЗ, у яких не існує моменту при нульовій частоті обертання вихідного валу, і ТЗ внаслідок цього потребують багатоступеневих механічних або гідравлічних передач, на електрорухомому складі для перетворення моменту двигуна до сили тяги на колесі досить редуктора з незмінним числом  $u$ :

$$F_k = Mu \frac{2}{D_c} = \frac{Mu}{r_c}$$

де  $D_c$ ,  $r_c$  - середні діаметр та радіус колеса по колу кочення.

## 5. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОЕЛЕКТРИЧНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

До теплоелектричних транспортних засобів з електроприводом рушійних коліс відносяться рейкові та безрейкові машини з первісними дизельними двигунами - тепловози з електропередачею, дизельелектропоїзди, дизельні

автобуси та вантажні автомобілі з електропередачею. Необхідність влаштування гнучкої, зі змінним відношенням моментів та частот обертання передачі енергії від первісного двигуна до рушійних коліс обумовлена тим, що дизель не може розвинути моменту при малих частотах (від 0 до 30-40% номінальної), а в діапазоні від 30 до 100% максимальної частоти момент на валу дизеля залишається майже незмінним. Тому для зрушення з місця потрібно мати механізм зчеплення, що при великих потужностях оскільки первісний двигун повинен забезпечити обертальний момент, потрібний для реалізації максимальної сили тяги  $F_{\max}$  при зрушенні поїзда або при русі на керуючому підйомі, і той же двигун повинен бути придатним для руху з максимальною швидкістю  $V_{\max}$ , знадобилося б мати більш ніж шестикратну потужність двигуна порівняно з потужністю, потрібною для руху з номінальною силою тяги та номінальною швидкістю (рис. 12). Очевидно, що за масогабаритними та економічними показниками ТЗ з редуктором є не конкурентноздатними.

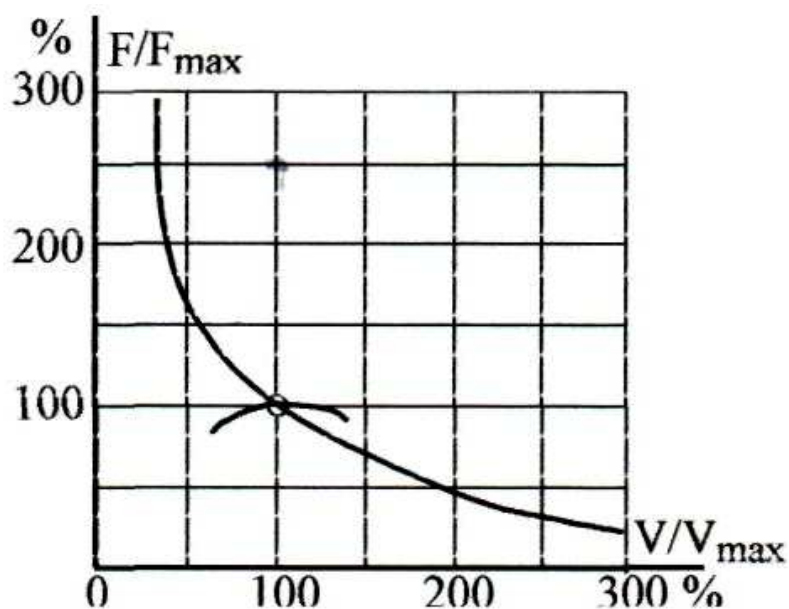


Рис. 12 – Встановлення найвигідніших характеристик

## НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Конспект лекцій з дисципліни «Транспортні засоби» (для підготовки бакалаврів 1 курсу денної та 2 курсу заочної форм навчання напряму підготовки 6.070101 "Транспортні технології"). Частина 2. «Експлуатаційні властивості транспортних засобів»

Автор: доц., к. т. н. Юлія Вігіліївна Мінесєва.

Відповідальний за випуск В.Ф. Далека

Авторське редагування

План 2010, поз. 79-Л

---

*Підп. до друку 25.02.10  
Ум. друк. арк. 1,3*

*Формат 60×84 1/16  
Тираж 50 пр.*

*Друк на ризографі.  
Зам. №*

*Видавець і виготовлювач:*

*Харківська національна академія міського господарства,  
вул. Революції, 12, Харків, 61002*

*Електронна адреса: rectorat@ksame.kharkov.ua*

*Свідоцтво суб'єкта видавничої справи: ДК №731 від 19.12.2001*